

# Appunti ed Esercizi di *Fisica Tecnica e Macchine Termiche*

## Cap.9. I cicli termici delle macchine operatrici

***Paolo Di Marco***

*Versione 01.00 – 06.04.02.*

*La presente dispensa è redatta ad esclusivo uso didattico per gli allievi dei corsi di studi universitari dell'Università di Pisa. L'autore se ne riserva tutti i diritti. Essa può essere riprodotta solo totalmente ed al fine summenzionato, non può essere alterata in alcuna maniera o essere rivenduta ad un costo superiore a quello netto della riproduzione. Ogni altra forma di uso e riproduzione deve essere autorizzata per scritto dall'autore.*

*L'autore sarà grato a chiunque gli segnali errori, inesattezze o possibili miglioramenti.*

## Introduzione

Nel presente capitolo viene affrontato lo studio delle macchine termiche operatrici, ovvero quelle che trasferiscono calore da una sorgente più fredda ad una più calda assorbendo lavoro meccanico dall'esterno. Come visto nel Cap.7, tali macchine vengono convenzionalmente distinte in pompe di calore (quando l'ambiente è la sorgente fredda) e macchine frigorifere (quando l'ambiente è la sorgente calda). I cicli termici su cui funzionano questi due tipi di macchine sono comunque gli stessi, tanto è vero che alcune di tali macchine sono invertibili, ovvero possono funzionare sia da frigoriferi che, con piccole modifiche dei circuiti, da pompe di calore. E' questo il caso dei condizionatori d'aria che d'inverno funzionano da impianti di riscaldamento. Nel presente capitolo verranno studiate le caratteristiche del più semplice tra i cicli frigoriferi utilizzati nella pratica, che viene applicato correntemente ai frigoriferi ed ai condizionatori domestici e di potenza limitata. Gli impianti industriali di refrigerazione, di grande potenza, utilizzano versioni modificate di tale ciclo che qui non vengono trattate.

Faremo quindi un cenno al ciclo ad assorbimento, caratterizzato dal fatto di non utilizzare potenza meccanica: tale ciclo è applicato ad es. nei piccoli frigoriferi da campeggio, ma anche nei grandi impianti che utilizzano calore a bassa temperatura recuperato da impianti cogenerativi.

## Il ciclo frigorifero

Nel seguito, faremo riferimento al caso in cui si deve mantenere stabilmente uno spazio confinato (una cella frigorifera) a temperatura  $T^*$  inferiore a quella dell'ambiente circostante,  $T_a$ . Per effetto di tale differenza di temperatura, una certa potenza termica (determinata dalla differenza di temperatura stessa, dalla superficie della parete e dai materiali di cui è costituita, secondo le leggi della trasmissione del calore esposte nel Cap.2) fluisce *spontaneamente* dall'esterno nella cella. La stessa potenza termica deve essere quindi asportata dalla cella e "pompatà" verso l'esterno, in un processo che per il secondo principio della termodinamica non può essere spontaneo e deve essere realizzato tramite una macchina termica operatrice.

### *Ciclo semplice inverso.*

Il ciclo semplice inverso (ciclo di Carnot), come illustrato nel Cap.7, è costituito nel piano  $T-s$  da un rettangolo che viene percorso in senso antiorario. Esso potrebbe essere realizzato in pratica nella forma illustrata nella Fig.1, dove si sfrutta il fatto che all'interno della campana di saturazione le isoterme sono anche isobare e quindi facili da realizzare in pratica.

Dato che il fluido deve asportare calore dalla sorgente fredda, la sua temperatura inferiore  $T_F$  deve essere leggermente inferiore a quella della sorgente fredda stessa,  $T^*$ . Per lo stesso motivo, dovendo il fluido cedere calore alla sorgente calda, la sua temperatura superiore  $T_C$  deve essere leggermente superiore a quella della sorgente calda stessa, ovvero quella ambiente,  $T_a$ .

L'entità delle differenze di temperatura suddette dipende dalle modalità (superficie di scambio e conduttanza globale di parete) con cui sono realizzati i relativi scambiatori di calore.

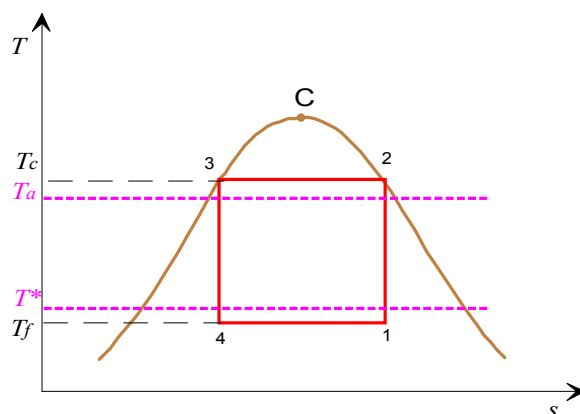
Per tale ciclo ideale, il  $COP$  (v. Cap.7) è dato da:

$$COP_{f,rev} = \frac{|W_{gf}|}{|W'_{mu}|} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad (1)$$

dove, nel caso ideale (scambiatore di calore di superficie infinita), si può assumere  $T_F = T^*$  e  $T_C = T_A$ .

Tale ciclo presenta tuttavia gli inconvenienti esposti in seguito, che ne rendono impossibile la effettiva realizzazione.

- La trasformazione di compressione 1-2 deve essere realizzata su un vapore saturo, in presenza di goccioline di liquido, il che provocherebbe notevoli problemi fluidodinamici all'interno del compressore stesso, con conseguenti problemi di usura e danneggiamento meccanico del compressore stesso ed elevate irreversibilità. Il rendimento isoentropico di tale macchina sarebbe comunque molto basso.
- Durante l'espansione 3-4, il lavoro recuperato dalla turbina sarebbe comunque trascurabile rispetto a quello assorbito dal compressore; questo perché il lavoro in tali trasformazioni è proporzionale a  $vdp$ , ed il fluido che si espande ha un volume specifico decisamente inferiore a quello del fluido che viene compresso. A questo si aggiungono i problemi tecnologici connessi all'espansione di una miscela bifasica, analoghi a quelli illustrati al punto precedente.



**Figura 1:** Ciclo semplice inverso nel piano  $T$ - $s$ .

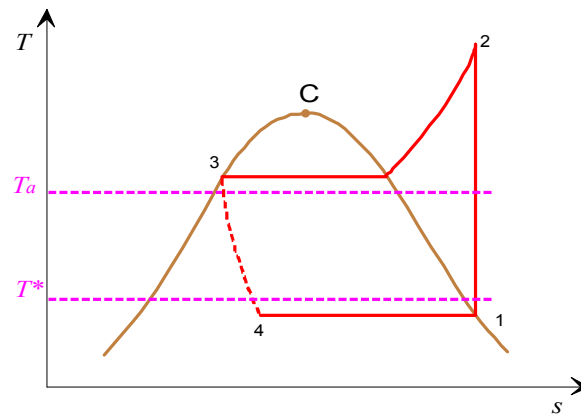
### **Ciclo frigorifero**

Per ovviare ai problemi tecnologici illustrati nei punti a) e b) alla fine della precedente sezione, il ciclo viene modificato come segue (vedi Fig.2).

- Si opera la compressione su fluido monofasico, ovvero vapore surriscaldato. A tal fine, il cambiamento di fase nell'evaporatore viene spinto fino ad avere all'uscita vapore saturo secco, che viene successivamente compresso nel compressore. Questo, come illustrato in Fig.2, comporta che il fluido esca dal compressore stesso ad una temperatura ( $T_2$ ) più elevata di quella di condensazione,  $T_3$ . Questo comporta anche un aumento delle dimensioni del condensatore, dato che il vapore surriscaldato ha un coefficiente di scambio che è indicativamente un ordine di grandezza inferiore a quello del vapore saturo.

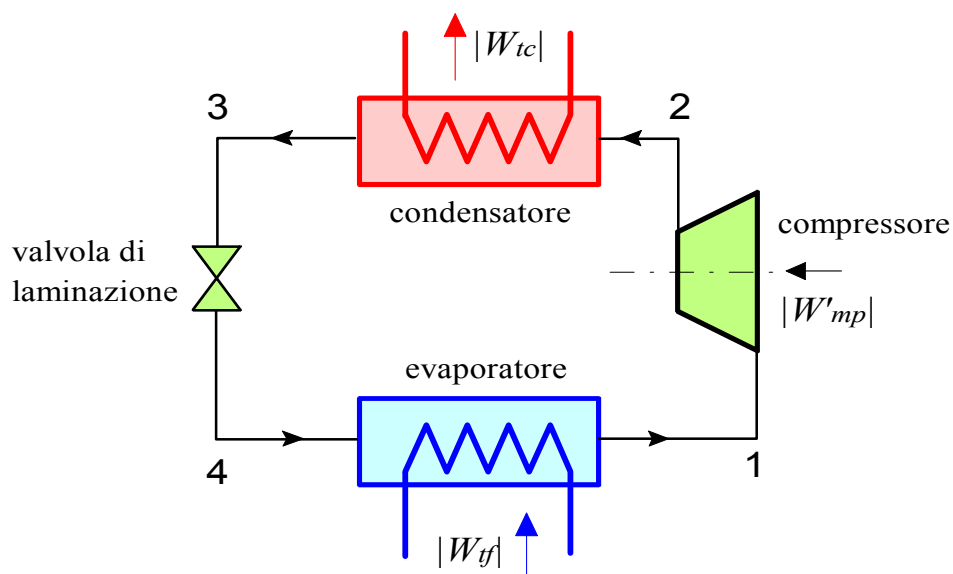
- b) Si rinuncia a recuperare lavoro dall'espansione e si sostituisce la turbina con un organo di laminazione: tale organo è compatto ed economico e realizza la caduta di pressione necessaria per riportare il fluido alla pressione inferiore del ciclo.

Tale ciclo prende il nome di *ciclo Joule secco* o *ciclo frigorifero standard*, ed è caratterizzato dalla presenza di una irreversibilità interna intrinseca, dovuta alla valvola di laminazione.



**Figura 2:** Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano  $T$ - $s$ .

I componenti principali dell'impianto frigorifero sono illustrati in Fig.3. Come di consueto, l'impianto è costituito da quattro organi, schematizzabili individualmente come sistemi aperti a regime, che nel loro complesso costituiscono un sistema chiuso. Il ciclo lavora fra due pressioni, quella superiore (dei punti 2 e 3) e quella inferiore, dei punti 4 e 1. Le trasformazioni sono rappresentate nel diagramma  $T$ - $s$  in Fig.2.



**Figura 3:** Componenti del ciclo frigorifero standard.

Il ciclo può anche essere rappresentato sul diagramma  $p$ - $h$ , con il vantaggio che tre trasformazioni diventano segmenti di retta, Fig.4. Il fluido in 1, allo stato di vapore saturo

secco ( $x_1 = 1$ ), viene compresso isoentropicamente fino alla pressione superiore del ciclo (punto 2); entra quindi nel condensatore, dove condensando cede calore all'ambiente esterno, e ne esce allo stato di liquido saturo (punto 3,  $x_3 = 0$ ). Si espande quindi (3-4) nell'organo di laminazione: dato che tale organo è considerato adiabatico e non si raccoglie lavoro utile, tale espansione è *isoentalpica* (v. Cap.5). Il fluido quindi evapora nell'evaporatore (4-1) sottraendo calore alla sorgente fredda e ritornando alle condizioni iniziali 1.

Il bilancio energetico applicato a ciascuno dei quattro organi dell'impianto (sistemi aperti a regime), risulta in

$$\text{compressore (1-2)} \quad W'_{mp} = -G(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$\text{condensatore (2-3)} \quad W_{tc} = G(h_3 - h_2) \quad (3)$$

$$\text{valvola di laminazione (3-4)} \quad h_3 = h_4 \quad (4)$$

$$\text{evaporatore (4-1)} \quad W_{gf} = G(h_1 - h_4) \quad (5)$$

Mentre applicando il bilancio energetico applicato all'intero impianto (sistema chiuso a regime) si ha come risultato

$$|W_{tc}| = |W_{gf}| + |W'_{mp}| \quad (6)$$

ovvero, dividendo per la portata  $G$  e riportandolo all'unità di massa

$$|q_{23}| = |q_{41}| + |l'_{12}| \quad (7)$$

Il coefficiente di prestazione è dato da

$$COP_f = \frac{W_{gf}}{|W'_{mp}|} = \frac{q_{41}}{l'_{12}} = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (8)$$

esso si presta ad una semplice interpretazione geometrica sul diagramma  $p-h$  di Fig.4, essendo dato dal rapporto della lunghezza dei segmenti AB e BC. Il  $COP_f$  è inversamente proporzionale al costo di esercizio della macchina.

Per confrontare le prestazioni con quelle della macchina ideale, si confrontano i relativi  $COP$

$$\psi = \frac{COP_f}{COP_{f,rev}} = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_2 - h_1)} \frac{T_3 - T_1}{T_1} \quad (9)$$

La  $PMU$  è data da

$$PMU = \frac{G}{W_{gf}} = \frac{1}{h_1 - h_4} \quad (10)$$

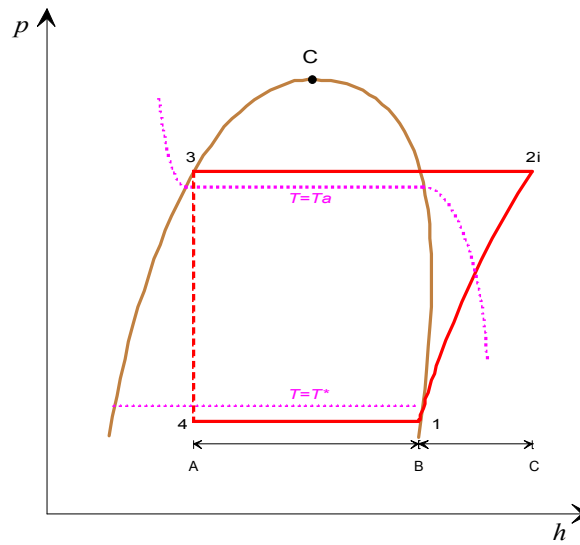
ed è inversamente proporzionale al costo di impianto. Dato che spesso il compressore è una macchina volumetrica, ha interesse considerare anche la portata volumica unitaria,  $PVU$

$$PVU = \frac{G_{v1}}{W_{tf}} = \frac{G}{\rho_1 W_{tf}} = \frac{v_1}{h_1 - h_4} \quad (11)$$

che rappresenta la portata in volume *all'ingresso del compressore* necessaria per asportare 1 W dalla sorgente fredda e si misura in m<sup>3</sup>/J.

Si ricordi che, al contrario della portata in massa, la portata in volume varia da punto a punto dell'impianto.

Per ridurre la *PVU* è dunque necessario disporre di un fluido caratterizzato da elevata entalpia di vaporizzazione e da piccolo volume specifico (ovvero elevata densità) nelle condizioni di aspirazione.



**Figura 4:** Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano *p-h*.

### **Effetto delle irreversibilità**

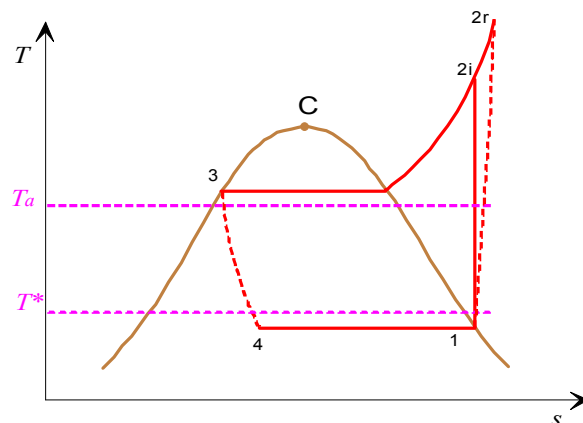
Nel ciclo reale, oltre alle irreversibilità presenti nell'organo di laminazione, saranno presenti effetti dissipativi anche negli altri componenti del ciclo. Le irreversibilità negli scambiatori di calore si traducono in cadute di pressione tra ingresso ed uscita ed hanno un impatto generalmente trascurabile sulle prestazioni. Le irreversibilità nel compressore, come è noto (v. Cap.5), fanno aumentare la potenza assorbita dallo stesso in ragione inversa al valore del rendimento isoentropico:

$$W'_{mp} = -G(h_{2r} - h_1) = -G \frac{(h_{2i} - h_1)}{\eta_c} \quad (12)$$

e conseguentemente il coefficiente di prestazione si modifica in

$$COP_f = \frac{W_{tf}}{|W'_{mp, reale}|} = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_{2r} - h_1)} = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_{2i} - h_1)} \eta_c \quad (13)$$

vale a dire, si riduce in ragione proporzionale al rendimento isoentropico del compressore stesso. Inoltre il fluido esce dal compressore a temperatura maggiore, vedi Fig.5. I valori della PMU e della PVU non vengono invece alterati.



**Figura 5:** Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano  $T$ - $s$  con compressione reale (rendimento isoentropico del compressore minore di 1).

**ESEMPIO 1 – Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore.**

Un ciclo frigorifero standard che opera con fluido R134a deve asportare la potenza di 5 kW da un serbatoio a  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; l'ambiente si trova a  $20^{\circ}$  e si assume un  $\Delta T = 15\text{ K}$  per entrambi gli scambiatori. Valutare il COP, la potenza meccanica assorbita, la PMU, la PVU e la portata massica di fluido necessaria nei due casi seguenti A) compressione isoentropica; b) rendimento isoentropico di compressione pari a 0.75.

Per effetto dei salti di temperatura negli scambiatori si ha  $T_1 = T_4 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $T_3 = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

Le proprietà del fluido nei punti chiave del ciclo sono riportate nella seguente tabella

	Temp.	Pressione	Volume spec.	Entalpia	Entropia	Titolo
	C	MPa	$\text{m}^3/\text{kg}$	$\text{kJ/kg}$	$\text{kJ/kg/K}$	
1.	-20	0.1327	0.1474	386.6	1.741	1
2i.	43.2	0.887	0.02428	426	1.741	
2r.	55.8	0.887	0.02603	439.1	1.782	
3.	35	0.887	0.0008565	249	1.167	0
4.	-20	0.1327	0.05266	249	1.198	0.354

Notare che i punti 1 e 3 sono completamente determinati dal punto di vista termodinamico, dato che per essi si conoscono due proprietà di stato indipendenti; il punto 2i è determinato dalla pressione, che è uguale a quella del punto 3, e dal valore dell'entropia, che è uguale a quella del punto 1, determinate in precedenza. Il punto 2r è determinato dalla pressione e dall'entalpia, quest'ultima ottenibile dal valore del rendimento isoentropico.

$$h_{2r} = h_1 + \frac{(h_{2i} - h_1)}{\eta_c}$$

Infine il punto 4 è determinato dalla pressione (uguale a quella del punto 1) e dall'entalpia, che è uguale a quella del punto 3.

Nel caso a), la portata è data da

$$G = \frac{|W_{tf}|}{h_1 - h_4} = \frac{5}{386.6 - 249} = 0.036 \text{ kg/s}$$

la portata in volume all'ingresso del compressore è data da

$$G_{v1} = G v_1 = 0.036 \cdot 0.1474 = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$$

la *PMU* e la *PVU* sono date da

$$PMU = \frac{1}{h_1 - h_4} = \frac{1}{386.6 - 249} = 0.0073 \text{ kg/kJ}$$

$$PVU = \frac{v_1}{h_1 - h_4} = 0.0073 \cdot 0.1474 = 0.0011 \text{ m}^3/\text{kJ}$$

ed il *COP* vale

$$COP_f = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_{2i} - h_1)} = \frac{137.6}{39.4} = 3.49$$

la potenza meccanica assorbita è data da

$$|W'_{mp}| = \frac{W_{tf}}{COP_f} = \frac{5}{3.49} = 1.43 \text{ kW}$$

nel caso b) la portata, la *PMU* e la *PVU* rimangono inalterate mentre il *COP* diviene

$$COP_f = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_{2i} - h_1)} \eta_c = 3.49 \cdot 0.75 = 2.62$$

e la potenza meccanica assorbita

$$|W'_{mp}| = \frac{W_{tf}}{COP_f} = 1.91 \text{ kW}$$

□

### **Pompe di calore**

Le pompe di calore funzionano sullo stesso ciclo esposto in precedenza. Le uniche differenze consistono nel fatto che in questo caso la temperatura ambiente è la temperatura inferiore del ciclo e l'effetto utile è dato dalla cessione di calore alla sorgente calda. Pertanto, con riferimento alla Fig.4, il coefficiente di prestazione è dato da

$$COP_p = \frac{|W_{tc}|}{|W'_{mp}|} = \frac{q_{23}}{l'_{12}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (14)$$

e va confrontato con il valore ideale dato da (v. Cap.7)

$$COP_{p,rev} = \frac{|W_{tc}|}{|W'_{mu}|} = \frac{T_C}{T_C - T_F} \quad (15)$$

I valori di *PMU* e *PVU* sono dati rispettivamente da



$$PMU = \frac{G}{W_{tc}} = \frac{1}{h_2 - h_3} \quad (16)$$

$$PVU = \frac{G_{v1}}{W_{tc}} = \frac{v_1}{h_2 - h_3} \quad (17)$$

## Fluidi frigoriferi

Come in parte già accennato, un fluido frigorifero deve possedere le seguenti caratteristiche:

- temperatura tripla inferiore alla temperatura della sorgente fredda;
- temperatura critica superiore alla temperatura della sorgente calda;
- basso valore di PVU nelle condizioni di impiego;
- elevato valore del COP nelle condizioni di impiego;
- bassa tossicità e infiammabilità;
- compatibilità chimica con i materiali ed i lubrificanti della macchina;
- bassa pericolosità per l'ambiente;
- pressioni di esercizio non troppo elevate né troppo basse;
- buone proprietà di scambio termico.

L'acqua viene generalmente esclusa perché ha una temperatura tripla troppo elevata e una pressione troppo bassa alle temperature di esercizio, che potrebbe provocare infiltrazioni dall'esterno. In passato, si è fatto ampio ricorso all'ammoniaca ( $\text{NH}_3$ ), ancora usata in qualche grande impianto industriale. Nei piccoli impianti, essa è stata abbandonata per la sua aggressività chimica, l'infiammabilità ed il potere irritante anche nel caso di piccole perdite. Anche i clorofluorocarburi e gli idroclorofluorocarburi (detti anche rispettivamente CFC e HCFC o Freon, marchio registrato della DuPont) hanno avuto largo impiego in passato e vengono oggi abbandonati per il loro elevato ODP (*ozone depletion potential*, potere distruttivo dello strato di ozono) dovuto alla presenza di cloro. Tra essi, sono stati particolarmente utilizzati l'R-12 e l'R-22. Questi fluidi vengono rimpiazzati dagli idrofluorocarburi (HFC), quali l'R-134a, attualmente utilizzato largamente nei frigoriferi domestici. Un altro fluido utilizzato correntemente nei frigoriferi domestici è l'isobutano (R-600a). In futuro, si prevede di passare anche ad altri idrocarburi, quali il propano (R-290) ed il pentano ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ ). Inoltre prendono piede le miscele di due o più fluidi puri, quali R-407c (miscela ternaria di R-32, R-125 e R-134a).

Tutti questi fluidi di nuova generazione hanno potere distruttivo dell'ozono (ODP) nullo, ma costituiscono lo stesso un pericolo ambientale per il loro contributo all'effetto serra (GWP, *global warming potential*), che per esempio vale 1300 per l'R-134a (per confronto, il GWP della  $\text{CO}_2$  vale 1).

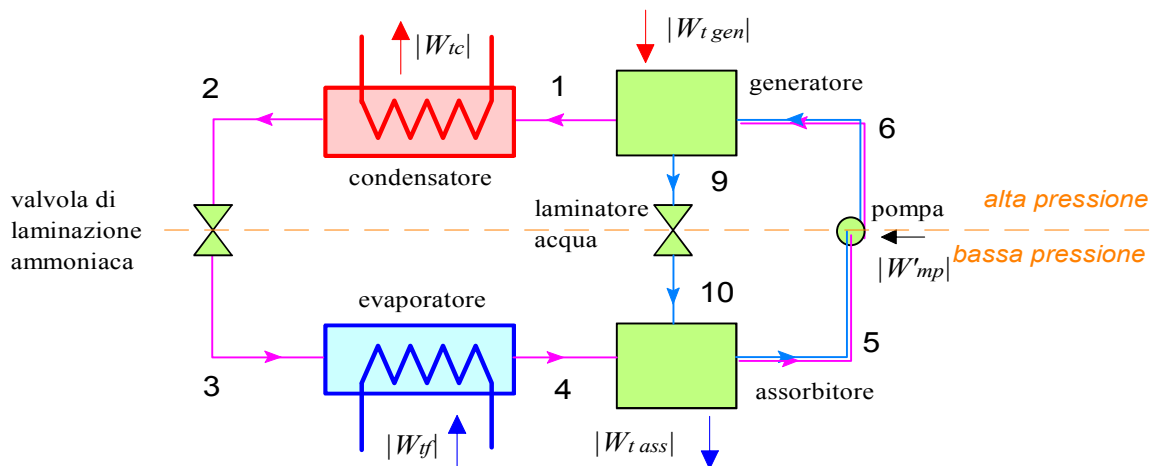
La Tab.1 riporta per alcuni fluidi frigoriferi le pressioni di esercizio e la PVU valutate alle temperature di  $-20^\circ\text{C}$  e  $35^\circ\text{C}$ . Da essa si nota che la PVU di R-12 e R-134a e propano è circa doppia di quella di R-22 e ammoniaca. Per contro, questi ultimi (ed anche il propano) lavorano a pressioni maggiori.

Fluido	Formula	Pressione a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , bar	Pressione a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , bar	ODP	GWP	PVU, $\text{m}^3/\text{MJ}$
R-12	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	1.51	8.48	0.9	8500	0.997
R-22	$\text{CHClF}_2$	2.45	13.6	0.05	1700	0.601
R-134a	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	1.33	8.87	0	1300	1.076
R-717 (ammoniaca)	$\text{NH}_3$	1.9	13.5	0	<1	0.578
R-290 (propano)	$\text{C}_3\text{H}_8$	2.4	12.2	0	3	0.945
R-600a (isobutano)	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.72	4.6	0		1.55

**Tabella 1:** Caratteristiche di alcuni fluidi frigoriferi, valutate alla temperatura di  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### Cenno al ciclo frigorifero ad assorbimento

Nel ciclo frigorifero precedentemente esposto, è necessaria una elevata potenza meccanica per la compressione del vapore. Illustriamo adesso brevemente un ciclo (detto ad *assorbimento*) in cui il consumo di energia meccanica è molto limitato e la macchina viene fatta funzionare prevalentemente con energia termica prelevata a temperatura superiore a quella ambiente. Questo ciclo sfrutta una soluzione di due fluidi (ammoniaca in acqua, o acqua in bromuro di litio) in cui la solubilità varia con la temperatura.



**Figura 6:** Ciclo frigorifero ad assorbimento.

Riferendosi allo schema di Fig.6, nel generatore la soluzione acqua-ammoniaca, riscaldata, libera ammoniaca gassosa ad alta pressione, assorbendo calore ad alta temperatura (intorno ai  $100\text{-}130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). L'ammoniaca liberata viene condensata nel condensatore, dove cede calore, e successivamente laminata e fatta evaporare a bassa temperatura e pressione, sottraendo calore alla sorgente fredda (questa parte del ciclo, 1234, non differisce dal ciclo frigorifero standard). A questo punto l'ammoniaca liquida, viene miscelata nuovamente con l'acqua nell'assorbitore: in esso fluisce anche, dopo laminazione, l'acqua impoverita di ammoniaca proveniente dal generatore. Nel processo di soluzione viene liberato calore, che deve essere ceduto all'esterno. Infine la soluzione acqua-ammoniaca, ricostituita, viene pompata, allo

stato liquido, nel generatore, chiudendo il ciclo. In questo processo di pompaggio si assorbe una potenza molto piccola, dato che il fluido è allo stato liquido.

Il bilancio di energia applicato all'intero ciclo risulta in

$$|W_{tc}| + |W_{tass}| = |W_{tf}| + |W_{tgen}| + |W'_{mp}| \quad (18)$$

Il coefficiente di prestazione risulta in questo caso dato da

$$COP_{ass} = \frac{|W_{tf}|}{|W'_{mp}| + |W_{tgen}|} \quad (19)$$

L'analisi del ciclo richiede l'uso di diagrammi di stato per miscele bicomponenti ed esula dagli scopi di questa trattazione. I cicli frigoriferi ad assorbimento non consentono di raggiungere temperature molto basse (si arriva a pochi gradi sotto lo zero); essi sono pertanto adatti soprattutto per il condizionamento dell'aria.

E' da notare che questo impianto può utilizzare il calore refluo di un impianto cogenerativo: in questo modo, tramite la cogenerazione, si può effettuare sia il riscaldamento nei mesi invernali che il condizionamento in quelli estivi. Tuttavia gli impianti attuali (che utilizzano soluzioni acqua-ammoniaca o bromuro di litio-acqua) richiedono una temperatura al generatore superiore a 120°C e quindi sono inadatti per l'uso di calore a bassissima temperatura.

## BIBLIOGRAFIA

- R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, Termodinamica per Ingegneri, Liguori, cap.3
- A. Cavallini, R. Mattarolo, Termodinamica Applicata, CLEUP, Padova, 1988, cap.12.
- G. Moncada Lo Giudice, Fisica Tecnica Ambientale, Masson, 1999, cap. 8.

## ESERCIZI

### ESERCIZIO 9.1

Un ciclo di refrigerazione utilizza il fluido R-12 per rimuovere 6 kW da un recipiente a bassa temperatura a  $-7^{\circ}\text{C}$ ; la temperatura dell'ambiente è di  $38^{\circ}\text{C}$ .

Occorre notare che quando il calore è “rimosso” da un recipiente a bassa temperatura il fluido operativo deve essere ad una temperatura più bassa, mentre nel condensatore, quando il calore è trasferito dal fluido operativo all'ambiente, la temperatura del fluido deve essere superiore a quella dell'ambiente. Una differenza di temperatura di 3 K è quindi richiesta a questo scopo sia nell'evaporatore che nel condensatore. Il rendimento isoentropico del compressore vale  $\eta_c = 0.75$  e il suo rendimento elettro-meccanico è pari a  $\eta_m = 94\%$ .

- a) Descrivere il ciclo in un diagramma pressione-entalpia;
- b) Trovare il coefficiente di prestazione (COP);
- c) Determinare la portata di fluido necessaria;
- d) Determinare la potenza richiesta dalla rete per azionare il compressore.

[b) 3.03; c) 0.056 kg/s; d) 2.11 kW]